

Расчет статической жесткости C производился при минимальном моменте $I_{\min} = 8317 \text{ мм}^4$, т. е. для максимальных отжимов. В таблице приведены также результаты экспериментальных исследований статической жесткости $C_{\text{эксп}}$ для той же концевой фрезы. Отклонение Δ расчетных значений от экспериментальных не превышает 7%. Такие отклонения можно объяснить влиянием угла наклона винтовых зубьев фрезы на результаты статической жесткости, а также точностью проведения эксперимента по определению $C_{\text{эксп}}$. Для многих исследованных концевых фрез экспериментальные данные почти полностью совпадали с теоретическими. Из таблицы видно, что с увеличением ширины фрезерования статическая жесткость увеличивается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колев К. С., Точность обработки и режимы резания, Машгиз, М., 1968.
2. Беляев Н. М., Сопротивление материалов, Физматгиз, М., 1962.

Статья поступила 27 марта 1973 г.

621.73.077

ЖЕСТКОСТЬ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

Д-р техн. наук, проф. Н. И. КАМЫШНЫЙ, аспирант И. И. ПАВЛЕНКО
(МВТУ им. Н. Э. Баумана)

Рассматривается вопрос теоретического исследования жесткости наиболее типовых конструкций промышленных роботов. Результатом этих исследований являются рекомендации по оптимальному распределению суммарной жесткости конструкции между отдельными звеньями. Правильность сделанных теоретических выводов проверена экспериментами на опытной образце промышленного робота АУІ-РІ, разработанного ЭНИМСом.

Промышленные роботы представляют собой многозвенный незамкнутый механизм с высокой кинематической подвижностью. Основное назначение промышленных роботов состоит в осуществлении пространственных перемещений и ориентирований транспортируемых деталей. Быстрота и точность выполнения роботами этих движений во многом зависит от жесткости их конструкций. Для промышленных роботов важно определить не только значение суммарной жесткости конструкции, но и необходимо правильно решить вопрос распределения ее между отдельными звеньями.

В работе рассматривается жесткость промышленных роботов, выполненных по Г-образной схеме, которая лежит в основе большинства конструкций роботов как отечественного производства (например, роботы конструкции ЭНИМСа), так и зарубежного (например «Версатран» — США, «Анда» — Япония и др.).

Кинематика таких роботов обеспечивает перемещение горизонтально расположенного плеча руки 1 (рис. 1) с захватом 2 в горизонтальном и вертикальном направлениях и вращения его совместно с вертикальной стойкой 3 вокруг вертикальной оси. Конструкции роботов в основном выполняются с неподвижной (рис. 1, а) или подвижной вертикальной стойкой с постоянным (рис. 1, б) или переменным (рис. 1, в) расстоянием между опорами.

Достаточно общей первоначальной расчетной схемой на жесткость таких конструкций, может быть схема приведенная на рис. 1, в которой учитывается нагружение робота как полезной нагрузкой P , так и собственным весом плеча, представленным распределенной нагрузкой q .

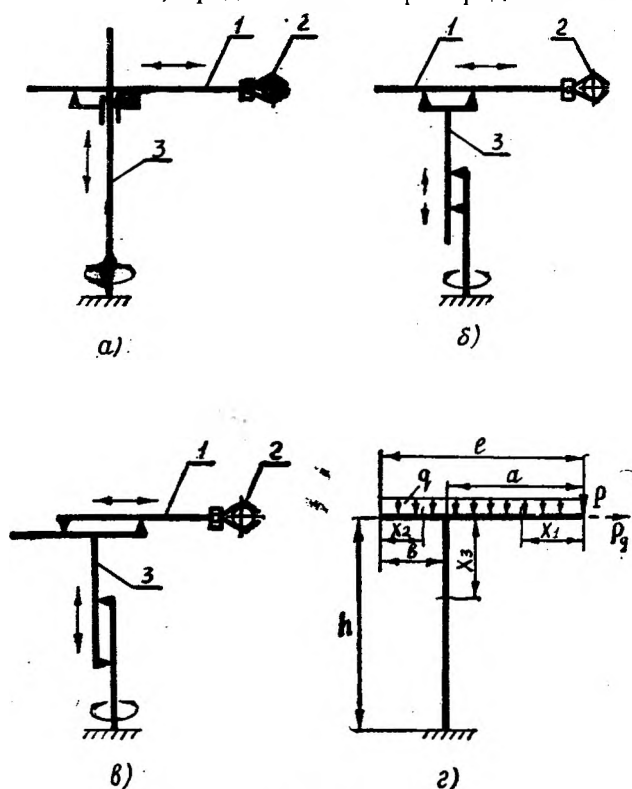


Рис. 1

Общее уравнение деформации конструкции в вертикальном f_v и горизонтальном f_r направлениях определяем дифференцированием потенциальной энергии. Для определения деформации в горизонтальном направлении вводим добавочную силу P_x , тогда:

$$f_v = \frac{\partial U}{\partial P} = \int_0^a \frac{M_1 dx}{EI_l} \frac{\partial M_1}{\partial P} + \int_0^{l-a} \frac{M_2 dx}{EI_l} \frac{\partial M_2}{\partial P} + \int_0^h \frac{M_3 dx}{EI_h} \frac{\partial M_3}{\partial P}, \quad (1)$$

$$f_r = \frac{\partial U}{\partial P_x} = \int_0^a \frac{M_1 dx}{EI_l} \frac{\partial M_1}{\partial P_x} + \int_0^{l-a} \frac{M_2 dx}{EI_l} \frac{\partial M_2}{\partial P_x} + \int_0^h \frac{M_3 dx}{EI_h} \frac{\partial M_3}{\partial P_x}, \quad (2)$$

где E — модуль упругости, I_l ; I_h — моменты инерции соответственно горизонтальной и вертикальной стоек, M_1 ; M_2 ; M_3 — изгибающие моменты в сечениях: x_1 ; x_2 ; x_3 .

$$M_1 = -P x_1 - \frac{q x_1^2}{2}; \quad M_2 = \frac{q x_2^2}{2}; \quad M_3 = -P a - \frac{q a^2}{2} + \frac{q b^2}{2} - P_x x_3.$$

Подставляя полученные выражения в исходные формулы и принимая, что дополнительная сила $P_x = 0$, окончательно получим:

$$f_v = \frac{a^3}{24 EI_l} (8P + 3qa) + \frac{ah}{2 EI_h} [2Pa + q(a^2 - b^2)]. \quad (3)$$

$$f_r = \frac{h^2}{4 EI_h} [2Pa + q(a^2 - b^2)]. \quad (4)$$

Из формул следует, что прогиб горизонтально расположенного плеча в вертикальном направлении вызван деформацией горизонтальной и вертикальной стоек, а смещение плеча в горизонтальном направлении обусловлено только деформацией вертикальной стойки.

Влияние некоторых конструктивных параметров на величину деформации, рассмотрено при максимальном вылете плеча $a = l$, т. е. при максимальной деформации системы. Так, при одинаковой длине вертикальной и горизонтальной стоек системы $l = h$ и одинаковой их жесткости $I_l = I_h$, формулы прогибов принимают вид:

$$f_{v \max} = \frac{15 l^3}{24 EI} (2,133P + ql),$$

$$f_{r \max} = \frac{l^3}{4 EI} (2P + ql).$$

Сравнивая эти деформации, при принятых условиях, получим, что деформации в вертикальном направлении более чем в 2,5 раза больше чем в горизонтальном:

$$\frac{f_{v \max}}{f_{r \max}} = 2,5 \frac{2,133P + ql}{2P + ql} > 2,5.$$

Учитывая то, что деформации в вертикальном направлении складываются из деформации вертикальной и горизонтальной стоек, формулу прогиба в данном направлении (3) можно записать:

$$f_v = \frac{l^3}{24 EI} [(8P + 3ql) + 12(2P + ql)] = \frac{l^3}{24 EI} (\Delta f_{v_r} + \Delta f_{v_v}),$$

где Δf_{v_r} , Δf_{v_v} — составляющие учитывающие влияние соответственно горизонтальной и вертикальной стоек на деформацию в вертикальном направлении. При сравнении этих составляющих получим, что прогиб в вертикальном направлении более чем в 3 раза зависит от деформации вертикальной стойки, чем от горизонтальной:

$$\frac{\Delta f_{v_v}}{\Delta f_{v_r}} = \frac{12(2P + ql)}{4(2P + 0,75ql)} > 3.$$

Уже из этих сравнений следует, что жесткость вертикальной стойки должна быть значительно выше горизонтальной. Соотношение деформаций системы в вертикальном и горизонтальном направлениях, при различных соотношениях длин l и h и жесткостей I_l и I_h , приведено на рис. 2. Влияние деформаций вертикальной и горизонтальной стоек, на прогиб в вертикальном направлении, при аналогичных соотношениях длин и жесткостей стоек, приведен на рис. 3. Эти графики позволяют правильно подобрать соотношение жесткостей вертикальной и горизонтальной стоек, для обеспечения минимальных прогибов системы. Приближенно можно рекомендовать для конструкций, в которых длина горизонтальной стойки меньше длины вертикальной, чтобы жесткость вертикальной стойки была в 4—5 раз больше, чем у горизонтальной. При короткой длине вертикальной стойки, по отношению к горизонтальной, ее жесткость должна быть выше последней в 2—3 раза. Т. е., зная

допустимую величину прогиба в любом направлении, и определив оптимальное соотношение жесткостей вертикальной и горизонтальной стоек из графиков рис. 2, 3 по формулам (3) и (4), можно определить размеры сечений стоек.

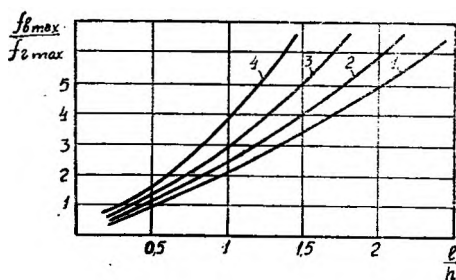


Рис. 2. 1 — $I_h/I_l = 0,5$; 2 — $I_h/I_l = 1$;
— $I_h/I_l = 2$; 4 — $I_h/I_l = 4$

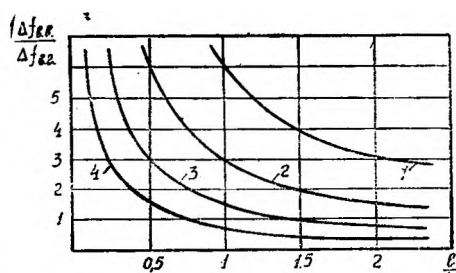


Рис. 3. 1 — $I_h/I_l = 0,5$; 2 — $I_h/I_l = 1$;
— $I_h/I_l = 2$; 4 — $I_h/I_l = 4$

Для проверки правильности сделанных теоретических выводов были проведены экспериментальные исследования жесткости, на опытном образце промышленного робота АУ1—Р1, разработанного ЭНИМСом. Конструктивная схема данного робота, подобна схеме приведенной на рис. 1, б. В конструкции робота подвижные, от винтовых передач, вертикальная и горизонтальная стойки имеют одинаковую жесткость. Исследования проводились при нагружении конца плеча руки вертикальной, радиальной и тангенциальной силой. Измерение деформаций осуществлялось приборами (индикаторами и уровнями), которые устанавливались в соответствии с разработанными схемами.

По результатам экспериментальных исследований составлен баланс упругих перемещений, который подтвердил, что основное смещение конца руки вызвано податливостью звеньев вертикальной стойки.

Статья поступила 25 февраля 1974 г.

620.179.162

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ УГЛОВ НАКЛОНА ПЬЕЗОЭЛЕМЕНТОВ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ИСКАТЕЛЯ

Инж. И. Ю. МОГИЛЬНЕР

(Статья представлена профессором МВТУ им. Н. Э. Баумана,
д. т. н. Г. А. Николаевым)

Рассматривается акустический тракт раздельно-совмещенного искателя при наклонном падении ультразвукового пучка. Приведены аналитические зависимости для нахождения оптимальных углов падения ультразвукового луча и углов наклона пьезоэлементов рассматриваемой акустической системы. Полученные зависимости необходимы при расчете и конструировании наклонных раздельно-совмещенных искателей с пониженным уровнем шумов.

При ультразвуковом контроле (УЗ-контроль) стыков труб малого диаметра ($\varnothing 28\text{--}72$ мм, $\delta = 3\text{--}7$ мм), сваренных дуговой сваркой, одной из основных трудностей является высокий уровень помех от ва-